



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 0 581 760 B2**

(12) **NEUE EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Entscheidung über den
Einspruch:
31.10.2001 Patentblatt 2001/44

(51) Int Cl.7: **F22B 37/10**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE91/00319

(45) Hinweis auf die Patenterteilung:
18.01.1995 Patentblatt 1995/03

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 92/18807 (29.10.1992 Gazette 1992/27)

(21) Anmeldenummer: **91907522.6**

(22) Anmeldetag: **18.04.1991**

(54) **DURCHLAUFDAMPFERZEUGER MIT EINEM VERTIKALEN GASZUG AUS IM WESENTLICHEN
VERTIKAL ANGEORDNETEN ROHREN**

CONTINUOUS FLOW STEAM GENERATOR WITH A VERTICAL GAS FLUE OF SUBSTANTIALLY
VERTICALLY FITTED PIPES

GENERATEUR DE VAPEUR EN CONTINU AVEC CHEMINEE A GAZ CONSTITUEE DE CONDUITS
ASSEMBLES PRATIQUEMENT VERTICALEMENT

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR GB GR IT LI NL SE

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 028 240 FR-A- 1 288 755
GB-A- 2 102 105

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.02.1994 Patentblatt 1994/06

(73) Patentinhaber: **SIEMENS
AKTIENGESELLSCHAFT
80333 München (DE)**

(72) Erfinder:
• **KASTNER, Wolfgang**
D-8522 Herzogenaurach (DE)
• **KÖHLER, Wolfgang**
D-8501 Kalchreuth (DE)
• **WITTCROW, Eberhard**
D-8520 Erlangen (DE)

- **BABCOCK & WILCOX 'STEAM ITS
GENERATION AND USE' 1978 , NEW YORK US**
siehe Seite 1-4, rechte Spalte, Zeile 11 - Seite 1-5,
linke Spalte, Zeile 8; Abbildung 5
- **VGB-Kraftwerkstechnik 64, Heft 4, April 1984, S.**
279-302
- **Technical Review, Vol. 17, Nr. 3, Okt. 1980, S.**
1-12
- **ETV-Bericht 23/1974: "Probleme bei der**
Auslegung grosser
Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger"

EP 0 581 760 B2

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Durchlaufdampferzeuger dessen Mindestlast im Durchlaufbetrieb gleich oder kleiner als 50% des Vollast ist, mit einem vertikalen Gaszug aus im wesentlichen vertikal angeordneten und miteinander gasdicht verschweißten Rohren, die gemeinsam Brennkammerwände bilden und Brenner für fossile Brennstoffe tragen, die einen Rohrrinnendurchmesser d aufweisen und auf ihrer Innenseite ein mehrgängiges Gewinde bildende Rippen mit einer Steigung h und einer Rippenhöhe H aufweisen und die für den Durchfluß eines Kühlmittels parallel geschaltet sind.

[0002] Derartige Durchlaufdampferzeuger mit vertikaler Berohrung der Brennkammerwände sind gegenüber solchen mit schraubenförmiger Berohrung kostengünstiger herzustellen und haben außerdem einen niedrigeren wasser-/dampfseitigen Druckverlust. Allerdings können die nicht vermeidbaren Unterschiede in der Wärmezufuhr zu den einzelnen Rohren, z.B. infolge unterschiedlichen Verschlackungsgrades vor und nach dem Rußblasen, zu Temperaturdifferenzen zwischen einzelnen Rohren am Verdampferaustritt bis zu 160 °C führen (Europäische Patentanmeldung 0 217 079), die Schäden aufgrund von unzulässigen Wärmespannungen verursachen. Außerdem können derartige Dampferzeuger bisher aus Gründen der Rohrkühlung nur für große Einheitenleistungen ausgeführt werden. In einer Veröffentlichung "Zwangdurchlaufkessel für Gleitdruckbetrieb mit vertikaler Brennkammerberohrung" von H. Juzie et al in der VGB KRAFTWERKSTECHNIK 64, Heft 4, ab Seite 292, wird für Dampferzeuger mit einer Brennkammer mit vertikaler Berohrung und Steinkohle-Tangentiaffeuerung eine untere Leistungsgrenze von 500 MW angegeben.

[0003] Aus dieser Veröffentlichung ergibt sich auch, daß die Massenstromdichte des Kühlmittels im Rohr neben dem Rohrrinnendurchmesser eine bestimmende Größe für die strömungstechnische Auslegung des Parallelrohrsystems ist, das als Verdampferheizfläche wirkt. Typische Massenstromdichten für schraubenförmige Berohrung der Brennkammer mit auf der Innenseite glatten Rohren liegen zwischen 2000 und 3000 kg/m²s, für vertikale Berohrung mit innenberippten Rohren zwischen 1500 und 2000 kg/m²s. Bei diesen Auslegungsparametern ist der Anteil des Reibungsdruckabfalls am gesamten Druckabfall der Durchlauf-Verdampfer sehr hoch. Derartige Verdampfer haben demzufolge eine typische Charakteristik, gemäß der - ausgehend vom Auslegungszustand - der Massendurchsatz im Einzelrohr bei dessen stärkerer Beheizung zurückgeht und bei dessen schwächerer Beheizung ansteigt.

[0004] Diese Charakteristik ist eine Ursache für größere Temperaturdifferenzen zwischen einzelnen Rohren am Verdampferaustritt bei Gaszügen mit vertikal angeordneten Rohren. Zur Minderung dieser Temperaturdifferenzen ist es bekannt, Drosseln am Verdampfereintritt einzubauen und/oder im oberen Teil der Brennkam-

merwände außerhalb des Gaszuges Mischsammler anzuordnen, in welche die Rohre münden und in denen ein gewisser Enthalpieausgleich durch Mischung stattfindet. Bei Einheitsleistungen unter 500 MW ist bei bisher ausgeführten Durchlaufdampferzeugern für die Brennkammerwände eine schraubenförmige Berohrung vorgesehen worden, um die für die Kühlung der Glattrohre notwendige Massenstromdichte in den Rohren einhalten zu können und um einen gewissen Beheizungsausgleich bei der großen Rohrlänge zu erreichen. Diese Maßnahme führt jedoch zu höheren Herstellungskosten der Durchlaufdampferzeuger und erfordert verhältnismäßig große Speisepumpenleistungen aufgrund des auftretenden hohen Druckabfalls.

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, Durchlaufdampferzeuger kostengünstig herzustellen und zu betreiben, dabei die Temperaturdifferenzen am Verdampferaustritt auf wirtschaftliche Art und Weise auf zulässige Werte zu reduzieren und darüber hinaus die Anwendungsgrenze für Durchlaufdampferzeuger mit vertikaler Berohrung der Brennkammerwände auf Einheitenleistungen deutlich unterhalb von 500 MW auszuweiten.

[0006] Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe für Durchlaufdampferzeuger der eingangs genannten Art dadurch gelöst, daß der Rohrrinnendurchmesser d eine Funktion eines Quotienten K ist und daß Punkte, bestimmt durch Wertepaare aus Rohrrinnendurchmesser d und Quotient K , in einem Koordinatensystem zwischen einer Kurve A und einer Geraden B liegen. Dabei wird zur Bildung des Quotienten K der summierte Massendurchsatz M aller Rohre bei 100% Dampfleistung dividiert durch den Umfang des Gaszugs in einem horizontalen Schnitt, gemessen auf den Verbindungslinien der Rohrmitten benachbarter Rohre. Dabei liegen Punkte entsprechend der Wertepaare

$d_1 = 12,5 \text{ mm}$ bei $K_1 = 3 \text{ kg/s m}$

$d_2 = 20,4 \text{ mm}$ bei $K_2 = 7 \text{ kg/s m}$,

$d_3 = 30,6 \text{ mm}$ bei $K_3 = 13 \text{ kg/s m}$
und

$d_4 = 39,0 \text{ mm}$ bei $K_4 = 19 \text{ kg/s m}$

auf der Kurve A, die stetig steigend ist und dabei ist die Gerade B durch Punkte entsprechend den Wertepaaren

$d_5 = 14,3 \text{ mm}$ bei $K_5 = 1,8 \text{ kg/s m}$

und

$d_6 = 38,4 \text{ mm}$ bei $K_6 = 7,6 \text{ kg/s m}$
definiert.

[0007] Nach zweckmäßigen Ausgestaltungen des erfindungsgemäßen Durchlaufdampferzeugers ist die Steigung h in m der ein mehrgängiges Gewinde bildenden Rippen auf der Innenseite der Rohre höchstens gleich dem 0,9-fachen der Wurzel aus dem Rohrrinnendurchmesser d in m und die Rippenhöhe H beträgt mindestens das 0,04-fache des Rohrrinnendurchmessers d .

[0008] Eine vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung

besteht darin, daß der jeweils einem Quotienten K zugeordnete Rohrlinnendurchmesser d um höchstens 30% von dem auf der Kurve A diesem Quotienten K zugehörigen Rohrlinnendurchmesser d abweicht.

[0009] Die Kurven A und B sind so bestimmt, daß der Durchlaufdampfzerzeuger noch mit einer Mindestlast von 50% der Vollast oder darunter im sicheren Durchlaufbetrieb betrieben werden kann, ohne daß die erfindungsgemäßen Vorteile verloren gehen.

[0010] Die erfindungsgemäße Ausgestaltung des Durchlaufdampfzerzeugers ist sehr vorteilhaft, weil durch sie die Massenstromdichte in den durchströmten Rohren so weit abgesenkt und der Rohrlinnendurchmesser d so bestimmt sind, daß der Anteil des geodätischen Druckabfalls am gesamten Druckabfall eine Veränderung der Charakteristik von Durchlaufverdampfern erzwingt, gemäß der - ausgehend vom Auslegungszustand - der Massendurchsatz im Einzelrohr bei dessen stärkerer Beheizung erhöht wird und bei dessen schwächerer Beheizung zurückgeht. Diese neuartige Charakteristik führt zu einer bedeutenden Vergleichmäßigung der Dampf- und damit der Rohrwandtemperaturen am Austritt der die Verdampferheizfläche bildenden Brennkammerwände.

[0011] Die Absenkung der Massenstromdichte in den Verdampferrohren hat einen weiteren Vorteil, weil sich bei unverändertem Gesamtmassemdurchsatz durch das Parallelrohrsystem des Verdampfers und bei Beibehaltung gleicher Rohrlinnendurchmesser d die Anzahl der durchflußmäßig parallel geschalteten Rohre der Brennkammerwände des Gaszuges gegenüber bisher üblichen Auslegungen vergrößert. Dadurch ist es möglich, das Verhältnis von Brennkammerumfang zum Gesamtmassemdurchsatz zu vergrößern und die Anwendungsgrenze für Durchlaufdampfzerzeuger mit vertikal berohrten Brennkammerwänden in einen Leistungsbereich bis weit unterhalb von 500 MW auszudehnen.

[0012] Um jedoch dabei eine sichere Kühlung der einzelnen Rohre zu gewährleisten, müssen diese innen berippt sein. Dabei muß die Rippengeometrie so beschaffen sein, daß nahezu im gesamten Verdampfungsgebiet, erzwungen durch den Drall des Kühlmittelstroms, stets Wasser auf der Rohrlinnenwand vorhanden ist und somit die Gefahr von Filmverdampfung beseitigt ist.

[0013] Die erfindungsgemäße Gestaltung von Durchlaufdampfzerzeugern wird anhand einer Zeichnung näher erläutert. Im einzelnen zeigen:

FIG 1 einen Ausschnitt aus einem horizontalen Schnitt durch einen vertikalen Gaszug und
FIG 2 einen Längsschnitt durch ein einzelnes Rohr;
FIG 3 ein Koordinatensystem mit Kurven A und B.

[0014] Ein Durchlaufdampfzerzeuger mit einem vertikalen Gaszug 1 ist von Brennkammerwänden 2 umfaßt. Die Brennkammerwände 2 bestehen aus vertikal und nebeneinander angeordneten Rohren 3, die miteinander gasdicht verschweißt sind (Figur 1). Die miteinander

gasdicht verschweißten Rohre bilden beispielsweise in einer Rohr-Steg-Rohr-Konstruktion oder in einer Flossenrohr-Konstruktion eine gasdichte Brennkammerwand 2.

[0015] Die Rohre 3 tragen nach Figur 2 auf ihrer Innenseite Rippen 4, die eine Art mehrgängiges Gewinde mit einer Steigung h bilden und eine Rippenhöhe H haben. Der Rohrlinnendurchmesser d der Rohre 3 ist definiert durch den rechnerischen Durchmesser des Kreises, der den gleichen Flächeninhalt hat wie der durch die Rippen 4 eingeeengte freie Querschnitt der Rohre 3. Der Rohrlinnendurchmesser d und die Steigung h bestimmen sich gegenseitig durch die Funktion $h \leq 0,9 \cdot \sqrt{d}$, um die Strömung des Kühlmittels in einen ausreichend großen Drall zu versetzen. Dabei ist sowohl h als auch d in der Maßeinheit Meter eingesetzt.

[0016] Die Brennkammerwände 2 des vertikalen Gaszuges 1 tragen nicht dargestellte Brenner für fossile Brennstoffe, die innerhalb des Gaszuges 1 verbrennen und dabei Wärme erzeugen. Die Wärme wird von einem Kühlmittel aufgenommen, welches die die Brennkammerwände 2 bildenden Rohre 3 durchströmt und dabei verdampft. Im Normalfall dient als Kühlmittel entsprechend aufbereitetes Wasser. Die Rippen 4 ragen mindestens um das 0,04-fache des Rohrlinnendurchmessers d in das Rohr 3 hinein, um den Wasseranteil des strömenden Kühlmittels auf der Innenseite des Rohres zu führen, denn der Drall preßt vor allem auch in dem Bereich, in dem das Wasser verdampft, das jeweils noch als Flüssigkeit vorhandene Wasser an die Innenseite eines Rohres 3, so daß das Rohr 3 die von ihm aufgenommene Wärme gut an die Flüssigkeit weitergibt und dadurch sicher gekühlt wird.

[0017] Um dies jeweils in ausreichendem Maße zu gewährleisten, ist der Rohrlinnendurchmesser d gemäß der Erfindung nicht unabhängig vom Quotienten K gewählt. Dabei ist der Quotient K durch Division des summierten Massemdurchsatzes (kg/s) aller Rohre 3 bei 100% Dampfleistung durch den Umfang (m) des Gaszuges 1 bestimmt. Der Umfang des Gaszuges 1 ist entlang einer in Figur 1 gestrichelt dargestellten Linie 5 gemessen, die die Rohrmitten der einzelnen benachbarten Rohre 3 miteinander verbindet.

[0018] In dem Koordinatensystem gemäß Figur 3 ist der Rohrlinnendurchmesser d als Funktion des Quotienten K darstellbar. Vier Punkte einer Kurve A sind durch die Wertepaare

$d_1 = 12,5 \text{ mm}$ bei $K_1 = 3 \text{ kg/s m}$,
 $d_2 = 20,4 \text{ mm}$ bei $K_2 = 7 \text{ kg/s m}$,
 $d_3 = 30,6 \text{ mm}$ bei $K_3 = 13 \text{ kg/s m}$
und
 $d_4 = 39,0 \text{ mm}$ bei $K_4 = 19 \text{ kg/s m}$
gegeben.

[0019] Jeder Punkt in dem Feld zwischen dieser Kurve A und einer Geraden B stellt ein Wertepaar dar, bei dem die Anteile von Reibungsdruckabfall und geodä-

schem Druckabfall in einem so günstigen Verhältnis zueinander stehen - im allgemeinen ist dann der geodätische Druckabfall größer als der Reibungsdruckabfall -, daß bei der Mehrbeheizung eines einzelnen Rohres der Massendurchsatz durch dieses Rohr ansteigt.

[0020] Eine sichere Kühlung der Rohre erlaubt daher bei einem vorgegebenen Quotienten K keine beliebige Wahl des Rohrrinnendurchmessers d. Deshalb wird das Feld auf in der Praxis üblicherweise vorkommende Wertepaare durch eine Gerade B begrenzt, die durch die Punkte entsprechend den Wertepaaren

$$\begin{aligned} d_5 &= 14,3 \text{ mm bei } K_5 = 1,8 \text{ kg/s m} \\ \text{und} \\ d_6 &= 38,4 \text{ mm bei } K_6 = 7,6 \text{ kg/s m} \end{aligned}$$

bestimmt ist. Erfindungsgemäß liegen damit die aus Rohrrinnendurchmesser d und Quotienten K gebildeten Wertepaare zwischen den Kurven A und B des Koordinatensystems nach Figur 3.

[0021] Bei besonders ungünstigen Beheizungsverhältnissen sollte ein einem Quotienten K zugeordneter Rohrrinnendurchmesser d höchstens 10% kleiner bzw. 30% größer als der auf der Kurve A diesem Quotienten K zugeordnete Rohrrinnendurchmesser d sein.

[0022] Durch die Ermittlung der Größe des Rohrrinnendurchmessers d auf die angegebene Art und Weise werden in den Rohren 3 Strömungsverhältnisse erzwingen, bei denen ein durch Reibung erzeugter Anteil des Druckabfalls in einem günstigen Verhältnis zum geodätisch verursachter Anteil des Druckabfalls am Gesamtdruckabfall steht, und zwar sowohl bei Vollast- als auch bei Teillastbetrieb, bis zu einer Teillast von 50% der Vollast und darunter. Infolge der erfindungsgemäß aufeinander abgestimmten Abmessungen der Rohre 3 sowie des Gaszugs 1 werden diese günstigen Verhältnisse gewährleistet durch eine relativ niedrige, auf die Masse des Kühlmittels bezogene Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels in axialer Richtung bei gleichzeitig starker Drallbewegung desselben. Diese Strömungsgeschwindigkeit, ausgedrückt als Massenstromdichte, liegt bei 100% Dampfleistung für die Rohre bis zu einem Rohrrinnendurchmesser d von 25 mm maximal bei etwa 800 und 850 kg/m²s (Kurve A). Bei Rohrrinnendurchmessern d größer als 25 mm steigt die Massenstromdichte etwas an und liegt dann maximal bei 850 und etwa 950 kg/m²s (Kurve A).

[0023] Der Gesamtdruckabfall in den Rohren 3, also der Unterschied zwischen dem Druck im unten liegenden Eintrittssammler und dem Druck im oben liegenden Austrittssammler, setzt sich zusammen aus den Anteilen Reibungsdruckabfall, geodätischer Druckabfall und Beschleunigungsdruckabfall. Der Anteil des Beschleunigungsdruckabfalls liegt bei 1 bis 2% des Gesamtdruckabfalls und kann deshalb hier vernachlässigt werden.

[0024] Der Reibungsdruckabfall eines einzelnen Rohres 3 erhöht sich bei einer gegenüber anderen Roh-

ren vorhandenen Mehrbeheizung infolge der erhöhten Volumenzunahme des Wasser-Dampf-Gemisches. Da allen parallel geschalteten Rohren einer Verdampferheizfläche eines Durchlaufdampferzeugers durch ihre Kopplung an einen gemeinsamen Eintritts- und einen gemeinsamen Austrittssammler der gleiche Druckabfall vorgegeben ist, muß zum Ausgleich dieses Druckabfallanteils bei einem stärker beheizten Rohr der Durchsatz zurückgehen. Dieser zurückgehende Durchsatz führt in Verbindung mit der stärkeren Beheizung des Rohres demzufolge zu stark erhöhten Dampfaustrittstemperaturen am Rohrende gegenüber durchschnittlich oder schwächer beheizten Rohren.

[0025] Der geodätische Druckabfall eines einzelnen Rohres 3 sinkt dagegen bei Mehrbeheizung dieses Rohres gegenüber anderen Rohren infolge erhöhter Dampfbildung, weil die Wasser-Dampf-Säule leichter wird. Der Durchsatz durch das mehrbeheizte Rohr steigt aufgrund dieses Effekts also an, bis die Summe von erhöhtem Reibungsdruckabfall und gesunkenem geodätischen Druckabfall den durch die Kopplung über Eintritts- und Austrittssammler vorgegebenen Druckabfall erreicht. Diese Steigerung des Durchsatzes ist erwünscht, um die Dampfaustrittstemperatur am Rohrende trotz der Mehrbeheizung niedrig zu halten. Dieser erfindungsgemäß vergleichsweise große Einfluß des geodätisch verursachten Druckabfalls ist die Ursache für die Veränderung der Charakteristik des Durchlaufdampferzeugers hin zu einem Verhalten, bei dem größere Temperaturunterschiede am Rohrende des Verdampfers vermieden sind, weil eine stärkere Beheizung eines einzelnen Rohres durch einen höheren Durchsatz des Kühlmittels durch dasselbe größtenteils kompensiert wird.

[0026] Diese Vorteile der Erfindung werden bei mit festen Brennstoffen wie Kohle befeuerten Durchlaufdampferzeugern besonders deutlich, da dort aufgrund der unterschiedlichen Verschmutzung der Brennkammerwände die Mehr- oder Minderbeheizung einzelner Rohre sehr groß ist.

Patentansprüche

1. Durchlaufdampferzeuger, dessen Mindestlast im Durchlaufbetrieb gleich oder kleiner als 50% der Vollast ist, mit einem aus miteinander gasdicht verschweißten Rohren gebildeten vertikalen Gaszug, an dem sich Brenner für fossilen Brennstoff befinden, wobei Rohre des Gaszuges im wesentlichen vertikal angeordnet sind, einen Rohrrinnendurchmesser d aufweisen, auf ihrer Innenseite ein mehrgängiges Gewinde bildende Rippen tragen und für den Durchfluß eines Kühlmittels parallel geschaltet sind,

dadurch gekennzeichnet,

- daß der Rohrrinnendurchmesser d eine Funkti-

- on eines Quotienten K ist,
- daß durch Wertepaare des Rohrrinnendurchmessers d und des Quotienten K bestimmte Punkte in einem Koordinatensystem zwischen einer Kurve A und einer Geraden B liegen,
 - wobei zur Bildung des Quotienten K der summierte Massendurchsatz aller Rohre bei 100% Dampfleistung dividiert ist durch den Umfang des Gaszugs in einem horizontalen Schnitt, gemessen auf den Verbindungslinien der Rohrmitten der benachbarten Rohre und
 - wobei Punkte entsprechend den Wertepaaren
 - $d_1 = 12,5 \text{ mm}$ bei $K_1 = 3 \text{ kg/s m}$,
 - $d_2 = 20,4 \text{ mm}$ bei $K_2 = 7 \text{ kg/s m}$,
 - $d_3 = 30,6 \text{ mm}$ bei $K_3 = 13 \text{ kg/s m}$ und
 - $d_4 = 39,0 \text{ mm}$ bei $K_4 = 19 \text{ kg/s m}$
- auf der Kurve A liegen, die stetig steigend ist, und
- wobei die Punkte entsprechend den Wertepaaren
 - $d_5 = 14,3 \text{ mm}$ bei $K_5 = 1,8 \text{ kg/s m}$ und
 - $d_6 = 38,4 \text{ mm}$ bei $K_6 = 7,6 \text{ kg/s m}$
- auf der Geraden B liegen.
2. Durchlaufdampferzeuger nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine Steigung h (angegeben in der Maßeinheit "Meter") der Rippen in den Rohren höchstens gleich dem 0,9-fachen der Wurzel aus dem Rohrrinnendurchmesser d (angegeben in der Maßeinheit "Meter") ist und daß eine Höhe H der das Gewinde bildende Rippen mindestens gleich dem 0,04-fachen des Rohrrinnendurchmessers d ist.
 3. Durchlaufdampferzeuger nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß der einem Quotienten K zugeordnete Rohrrinnendurchmesser d um höchstens 10% kleiner bzw. um höchstens 30% größer ist als der auf der Kurve A diesem Quotienten K zugeordnete Rohrrinnendurchmesser d.
 4. Durchlaufdampferzeuger nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß der fossile Brennstoff Kohle oder ein anderer fester Brennstoff ist.
 5. Durchlaufdampferzeuger nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die elektrische Leistung des Kraftwerkblocks, zu dem

der Durchlaufdampferzeuger gehört, deutlich kleiner als 500 MW ist.

6. Durchlaufdampferzeuger nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine Massenstromdichte in den Rohren (3) bei einem Rohrrinnendurchmesser d bis zu 25 mm maximal im Bereich von etwa 800 bis 850 kg/m²s und bei einem Rohrrinnendurchmesser über 25 mm maximal im Bereich von etwa 850 bis etwa 950 kg/m²s liegt.

Claims

1. A continuous flow steam generator, the minimum load of which in continuous flow operation is equal to or less than 50% of full load, comprising a vertical gas flue, which is formed of tubes welded to one another in a gas-tight manner and on which burners for fossil fuel are arranged, the tubes of the gas flue being essentially vertically disposed, having an internal tube diameter d, carrying fins on their inner surface forming a multiple thread and being connected in parallel for conducting a coolant flow, characterised

- In that the internal tube diameter d is a function of a quotient K,
- In that points determined by pairs of values of said internal tube diameter d and of said quotient K are located in a coordinate system between a curve A and a straight line B,
- with the quotient K being formed of the summated mass throughput of all the tubes at 100% steam output, divided by the circumference of the gas flue in a horizontal section, measured on lines connecting the tube centres of adjacent tubes, and
- with points corresponding to the pairs of values

$d_1 = 12.5 \text{ mm}$ at $K_1 = 3 \text{ kg/s m}$,
 $d_2 = 20.4 \text{ mm}$ at $K_2 = 7 \text{ kg/s m}$,
 $d_3 = 30.6 \text{ mm}$ at $K_3 = 13 \text{ kg/s m}$
 and
 $d_4 = 39.0 \text{ mm}$ at $K_4 = 19 \text{ kg/s m}$

lying on the curve A having a steadily ascending slope, and

- with the points corresponding to the pairs of values

$d_5 = 14.3 \text{ mm}$ at $K_5 = 1.8 \text{ kg/s m}$
 and
 $d_6 = 38.4 \text{ mm}$ at $K_6 = 7.6 \text{ kg/s m}$

lying on the straight line B.

2. A continuous flow steam generator according to

- claim 1, characterised in that a pitch h (given in the measurement unit "metres") of the fins in the tubes is at most equal to 0.9 times the square root of the internal tube diameter d (given in the measurement unit "metres"), and in that a height H of the fins forming the thread is at least equal to 0.04 times said internal tube diameter d .
3. A continuous flow steam generator according to claim 1 or 2, characterised in that the internal tube diameter d associated with a quotient K is at most 10% smaller than and at most 30% greater than the internal tube diameter d associated with said quotient K on the curve A.
4. A continuous flow steam generator according to one of claims 1 to 3, characterised in that the fossil fuel is coal or another solid fuel.
5. A continuous flow steam generator according to one of claims 1 to 3, characterised in that the electric power of the power station block, in which the continuous flow steam generator is incorporated, is significantly less than 500 MW.
6. A continuous flow steam generator according to one of claims 1 to 5, characterised in that a mass flow density in the tubes (3) is at most in a range from about 800 to 850 kg/m²s when the internal tube diameter d is up to 25 mm and is at most in a range from about 850 to about 950 kg/m²s when said internal tube diameter is greater than 25 mm.
- Revendications**
1. Générateur de vapeur en continu, dont la charge minimale en fonctionnement continu est égale ou inférieure à 50% de la pleine charge et qui comporte une cheminée verticale d'évacuation des gaz, qui est formée par des tubes soudés entre eux d'une manière étanche aux gaz et dans laquelle se trouvent des brûleurs servant à brûler un combustible fossile, les tubes de la cheminée d'évacuation des gaz étant sensiblement verticaux, ayant un diamètre intérieur d , portant, sur leur face intérieure, des nervures formant un filetage à filets multiples et étant montés en parallèle pour le passage d'un fluide de refroidissement, caractérisé par le fait
- que le diamètre intérieur d des tubes est une fonction d'un quotient K ,
 - que des points déterminés par des couples de valeurs du diamètre intérieur d des tubes et du quotient K sont situés, dans un système de coordonnées, entre une courbe A et une droite B,
- la somme des débits massiques de tous les tubes pour un débit de vapeur de 100 % étant, pour la formation du quotient K , divisée par la circonférence de la cheminée d'évacuation des gaz en coupe horizontale, mesurée sur les lignes reliant les centres des tubes voisins, et
- des points correspondant aux couples de valeurs
- $d_1 = 12,5$ mm pour $K_1 = 3$ kg/s m,
 $d_2 = 20,4$ mm pour $K_2 = 7$ kg/s m,
 $d_3 = 30,6$ mm pour $K_3 = 13$ kg/s m
et
 $d_4 = 39,0$ mm pour $K_4 = 19$ kg/s m,
- étant situés sur la courbe A, qui est continûment croissante, et
- les points correspondant aux couples de valeurs
- $d_5 = 14,3$ mm pour $K_5 = 1,8$ kg/s m
 $d_6 = 38,4$ mm pour $K_6 = 7,6$ kg/s m
- étant situés sur la droite B.
2. Générateur de vapeur en continu suivant la revendication 1, caractérisé par le fait qu'un pas h (indiqué en "mètres") des nervures dans les tubes est égal au maximum à 0,9 fois la racine du diamètre intérieur d des tubes (indiqué en "mètres") et qu'une hauteur H des nervures constituant le filetage est égale au moins à 0,04 fois le diamètre intérieur d du tube.
3. Générateur de vapeur en continu suivant la revendication 1 ou 2, caractérisé par le fait que le diamètre intérieur d , associé au quotient K , est inférieur au maximum de 10 % et supérieur au maximum de 30 % au diamètre intérieur d des tubes, qui est associé à ce quotient K sur la courbe A.
4. Générateur de vapeur en continu suivant l'une des revendications 1 à 3, caractérisé par le fait que le combustible fossile est du charbon ou un autre combustible solide.
5. Générateur de vapeur en continu suivant l'une des revendications 1 à 3, caractérisé par le fait que la puissance électrique du bloc de la centrale électrique, dont fait partie le générateur de vapeur en continu, est nettement inférieure à 500 MW.
6. Générateur de vapeur en continu suivant l'une des revendications 1 à 5, caractérisé par le fait qu'une densité de débit massique dans les tubes (3) pour un diamètre intérieur d des tubes atteignant jusqu'à 25 mm est située au maximum dans la gamme com-

prise entre environ 800 et 850 kg/m²s, et, pour un diamètre intérieur des tubes dépassant 25 mm, est située au maximum dans la gamme comprise entre 850 et environ 950 kg/m²s.

5

10

15

20

25

30

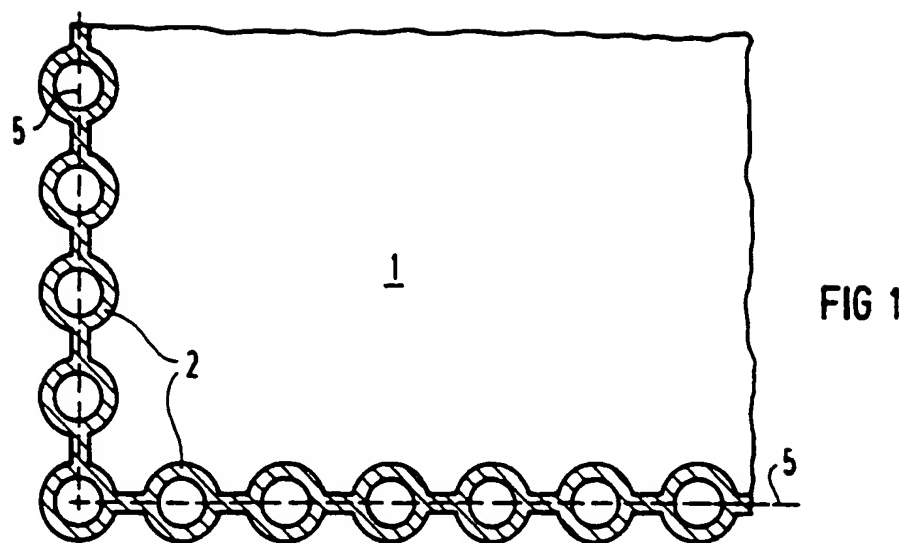
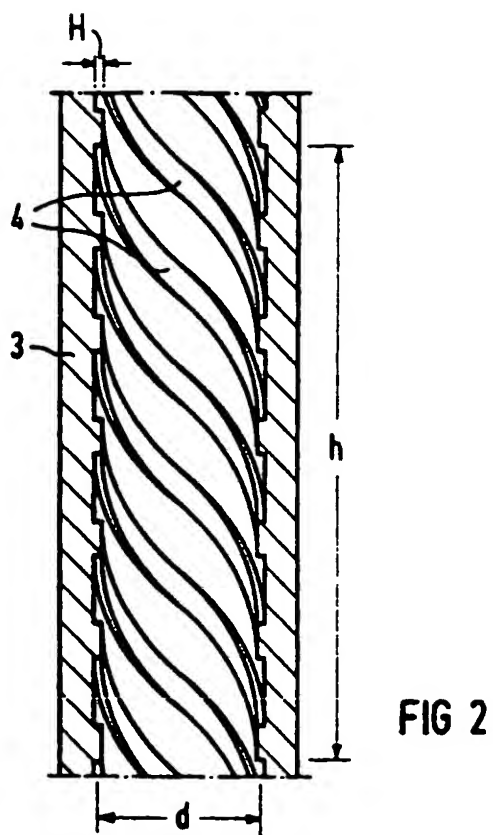
35

40

45

50

55



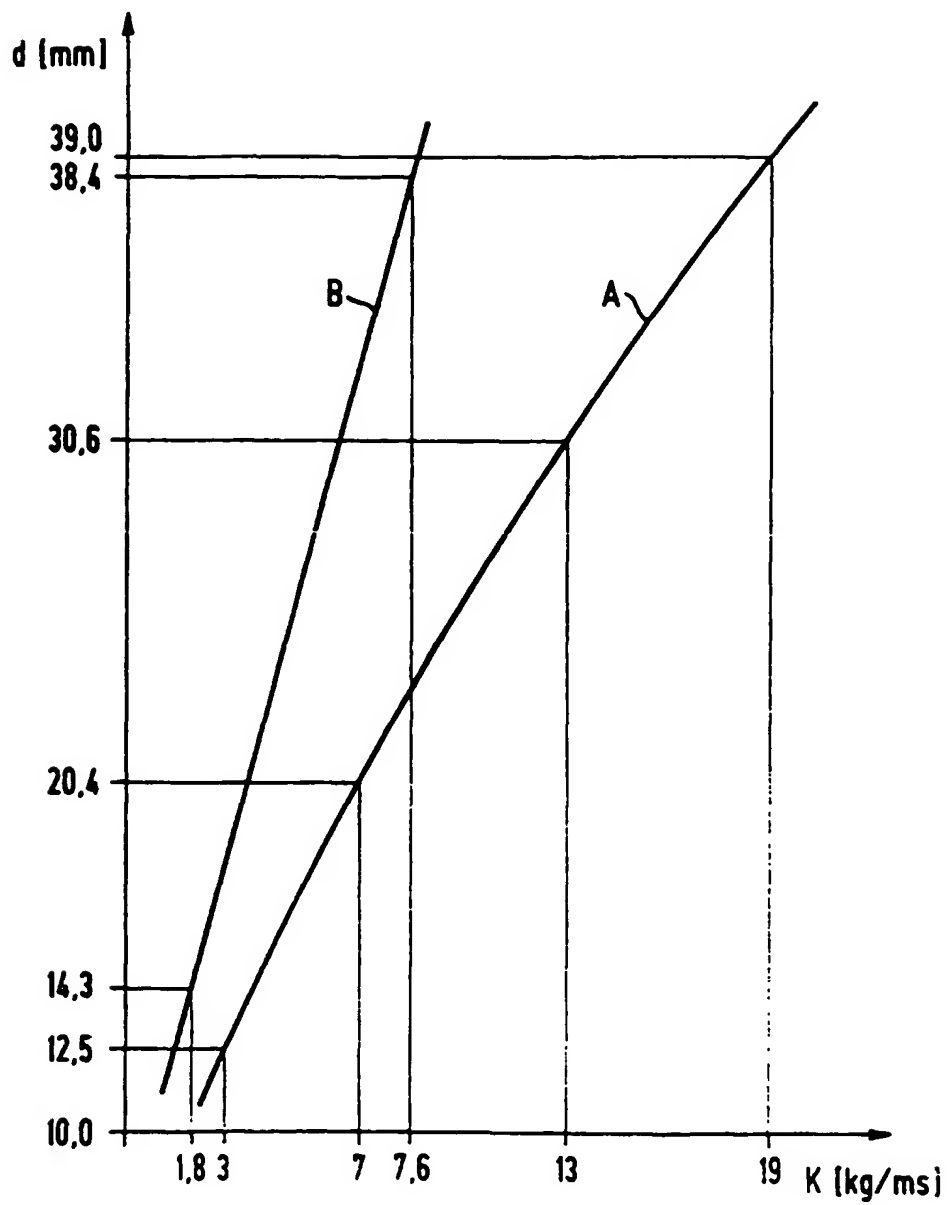


FIG 3